

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11)特許出願公告番号

特公平7-61779

(24) (44)公告日 平成7年(1995)7月5日

(51)Int.Cl.⁶

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 6 0 K 17/348

D

請求項の数3 (全 11 頁)

(21)出願番号 特願昭63-61668

(22)出願日 昭和63年(1988)3月14日

(65)公開番号 特開平1-233124

(43)公開日 平成1年(1989)9月18日

(71)出願人 999999999

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山2丁目1番1号

(72)発明者 芝端 康二

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 大熊 信司

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(74)代理人 弁理士 下田 容一郎 (外2名)

審査官 岩下 卓司

(56)参考文献 特開 昭59-176117 (J P, A)

特開 昭59-176121 (J P, A)

特開 昭60-135327 (J P, A)

(54)【発明の名称】 車両の前後輪駆動装置

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 前後輪駆動車における駆動輪を、動力源からの動力が直接伝達される左右の主駆動輪と、動力源からの動力がトルク伝達量を各々制御可能なトルク伝達クラッチを介して伝達される左右の従駆動輪とで構成し、前記動力の伝達経路中に主駆動輪の平均輪速と従駆動輪の平均輪速とがほぼ等しくなる直結状態と主駆動輪の平均輪速よりも従駆動輪の平均輪速が大きくなる増速状態とに切換えることのできる変速装置を設けたものにおいて、該変速装置の変速制御を操舵状態に基づいて行う制
御装置を設けたこと、を特徴とする車両の前後輪駆動装置。

【請求項2】 請求項1において、前記制御装置は車速に対応してしきい値を設定するしきい値設定部と、操舵力又は操舵角が上記しきい値を越えた場合に前記変速装置

2

を増速状態に制御する増速／直結切換部とを有すること、を特徴とする車両の前後輪駆動装置。

【請求項3】 請求項2において、前記しきい値設定部はしきい値として上限値と下限値とを設定し、前記増速／直結切換部は操舵力又は操舵角が下限しきい値以上でかつその時間的増加が所定値以上の時に前記変速装置を増速状態に制御し、操舵力又は操舵角が上限しきい値以下でかつその時間的減少が所定値以上の時に前記変速装置を直結状態に制御すること、を特徴とする車両の前後輪駆動装置。

【発明の詳細な説明】

(産業上の利用分野)

本発明は、左右の従駆動輪へのトルク伝達量が夫々変化可能なトルク伝達クラッチを設けるとともに、従駆動輪側への動力伝達経路に変速装置を設けた車両の前後輪駆

動装置（以下に4WD装置と略称する）に関するものである。

（従来の技術）

本出願人は特願昭63-7845号にて、主駆動輪と従駆動輪を備え、従駆動輪側の左右輪へのトルク伝達量が夫々変化可能なトルク伝達クラッチを設けた前後輪駆動車（以下に4WD車と略称する）において、従駆動輪側への動力伝達経路に変速可能な増速装置を設けたものを提案した。

この4WD装置によれば、四輪を駆動する4WD車のメリットを損なうことなく、中低速域での旋回性能や高速域での安定性等、車両の運動性能が定められる。

（発明が解決しようとする課題）

ところで、従駆動輪側への動力伝達経路に設けた増速装置は旋回時に増速側に切り換える必要があるが、旋回状態を検出してから切り換えていたのでは、制御にタイムラグが生じ、応答性の面で限界である。

そこで本発明の目的は、前記のように左右の従駆動輪へのトルク伝達量が夫々変化可能なトルク伝達クラッチを設けるとともに、従駆動輪側への動力伝達経路に変速装置を設けた4WD車において、増速装置の切換作動を操舵状態に基づいて制御することで、旋回状態を予測して制御のタイムラグをなくし、瞬時に変速装置を切換作動して応答性に優れるようにした4WD装置を提供することにある。

（課題を解決するための手段）

上記目的を達成するために本発明は、前後輪駆動車における駆動輪を、動力源からの動力が直接伝達される左右の主駆動輪と、動力源からの動力がトルク伝達量を各々制御可能なトルク伝達クラッチを介して伝達される左右の従駆動輪とで構成し、前記動力の伝達経路中に主駆動輪の平均輪速と従駆動輪の平均輪速とがほぼ等しくなる直結状態と主駆動輪の平均輪速よりも従駆動輪の平均輪速が大きくなる増速状態とに切換えることのできる変速装置を設けたものにおいて、該変速装置の変速制御を操舵状態に基づいて行う制御装置を設けたこと、を特徴とする。

なお、前記制御装置は車速に対応してしきい値を設定するしきい値設定部と、操舵力又は操舵角が上記しきい値を越えた場合に前記変速装置を増速状態に制御する増速／直結切換部とを有することが望ましい。

更には、前記しきい値設定部はしきい値として上限値と下限値とを設定し、前記増速／直結切換部は操舵力又は操舵角が下限しきい値以上でかつその時間的増加が所定*

$$\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} < \omega_4 \quad \left(\text{但し、} \omega_0 = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \right)$$

の関係が成立する。従って、旋回外側後輪w4に動力源からの動力を油圧多板クラッチを介して伝達する場合に、この油圧多板クラッチの入力軸回転数を上記ω₄よ

*値以上の時に前記変速装置を増速状態に制御し、操舵力又は操舵角が上限しきい値以下でかつその時間的減少が所定値以上の時に前記変速装置を直結状態に制御することが望ましい。

（作用）

先ず変速装置は主駆動輪の平均輪速よりも従駆動輪の平均輪速を大きくする。

この結果、従駆動輪側のデフ装置における外輪側のトルク伝達クラッチに圧をかければ動力源（一般にエンジン）からの動力が従駆動輪側の旋回外側車輪に伝達されるので従駆動輪側の外輪駆動トルクが内輪駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能の向上が可能となる。

上記変速装置は制御装置を有し、この制御装置は操舵状態に基づいて変速装置を増速状態に切換える。すると、旋回状態を予測してタイムラグのない制御が行えるため、瞬時に変速装置を切換作動でき、応答性に優れたものとなる。

（実施例）

以下に添付図面を基に実施例を説明する。

先ず本発明を適用する4WD車の基本構成から説明する。

第1図はエンジン前置式前輪駆動（FF）車ベースの4WD車で、エンジン1の動力はトランスミッション出力軸2から主駆動輪用デフ装置（この場合は前輪用デフ装置）3（デフケース4、左右の出力軸5,6等を含む）に伝達され、更に推進軸9を介して後輪用デフ装置13に伝達され、推進軸9とギヤ11,12を介して連結したデフケース14内で左右の後輪用出力軸15,16上にはトルク伝達クラッチ（例えば油圧多板クラッチ）21,25が設けられ、7,8は前輪駆動軸、17,18は後輪駆動軸である。

具体的には、デフケース14内の左右に固設した各アウタープレート22,26と左右の後輪用出力軸15,16上に固設した各インナープレート23,27とから左右の油圧多板クラッチ21,25が夫々構成され、左右の油圧室24,28に夫々油圧を導入することで各後輪用出力軸15,16に伝達される駆動力を夫々可変とすることができる。

ここで第2図に示す各車輪w₁~w₄が各々独立して回転できるとして、第2図のような旋回状態を考えてみると、各車輪のスリップが小さい場合におけるスムーズな転舵状態では、左右前輪の平均軌跡f₀よりも旋回外側後輪w₄の軌跡r₄の方が外側を通るため、旋回内側前輪及び旋回外側前輪の各回転数を夫々（ω₁）、（ω₂）、平均前輪回転数を（ω₀）、更に旋回内側後輪及び旋回外側後輪の各回転数を夫々（ω₃）、（ω₄）とした場合、

り大きくする必要がある。トルク伝達クラッチの特性としてトルクは回転数の大きい方から小さい方へしか伝達されないからである。

しかしながら、第1図の4WD車では、油圧多板クラッチの入力軸回転数は ω_o であるために、旋回外側後輪用の油圧多板クラッチ25の押付力を強めても、回転数の小さい方から大きい方へはトルクが伝達されないので、旋回外側後輪 ω_4 に駆動力を発生することができずに逆に、タイトコーナーブレーキング現象が起こるといふ不具合がある。

尚、旋回外側後輪用の油圧多板クラッチ25の押付力を弱めれば $\omega_o < \omega_4$ とはなり得るが、これでは四輪を駆動するという4WD車のメリットを生かすことができない。また第3図に示すエンジン後置式後輪駆動(RR)車ベ

$$\frac{\omega_3 + \omega_4}{2} < \omega_2 \quad (\text{但し、} \omega_o = \frac{\omega_3 + \omega_4}{2})$$

の関係が成立する為に、旋回外側前輪用油圧多板クラッチ25の押付力を強めても、旋回外側前輪の駆動力を発生することができない。

これは図示しないエンジン前置式後輪駆動(FR)車ベースの4WD車においても同様である。

このようなFF車ベース、RR車ベース、更にはFR車ベースの4WD車において、実施例では主駆動輪側デフ装置3から従駆動輪側デフ装置13までの動力伝達経路にある推進軸9に変速装置が設置される。

第5図は第1実施例の変速装置を示し、Bは車体ボディ、19は主駆動輪側のデフ装置3からの入力軸、29は従駆動輪側のデフ装置13への出力軸、30は直結用クラッチ、40は増速機構、50は増速用クラッチである。

この増速装置の入力軸19と出力軸29との間に直結用クラッチ30が設けられ、直結用クラッチ30は入力軸19端に一体に設けられたドラム31内に固設したアウタープレート32と出力軸29端上に固設したインナープレート33から成る油圧多板クラッチである。またクラッチドラム31と出力軸29との間に増速機構40が設けられ、増速機構40はクラッチドラム31端部に形成したインターナルギヤ41、このギヤ41に噛み合う複数の小ピニオンギヤ42、このギヤ42と連結軸45を介して一体の大ピニオンギヤ43及びこのギヤ43と噛み合っ

て出力軸29上に固設したインターナルギヤ44とから成る遊星歯車機構である。更にピニオンギヤ42、43間の連結軸45を支持するキャリア46と車体ボディB側との間に増速用クラッチ50が設けられ、この増速用クラッチ50も車体ボディB側に固設したアウタープレート52とキャリア46上に固設したインナープレート53から成る油圧多板クラッチである。

ここで、入力軸19に設けたインターナルギヤ41の歯数を(N_1)、小ピニオンギヤ42の歯数を(N_2)、大ピニオンギヤ43の歯数を(N_3)、出力軸29に設けたインターナルギヤ44の歯数を(N_4)として以下の関係に設定する。

$$\frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4} > 1.0$$

*スの4WD車でも同様のことが言える。即ちエンジン動力をトランスミッション出力軸2から主駆動輪用デフ装置〔この場合は後輪用デフ装置〕3に伝達され、更に推進軸9を介して前輪用デフ装置13に伝達され、前輪用デフ装置13はデフケース14内で左右の前輪用出力軸15、16上に夫々設けた前記と同様の油圧多板クラッチ21、25を有する。

この4WD車においても、第4図の如き旋回状態で、主駆動輪である左右後輪の平均軌跡 r_o よりも従駆動輪である旋回外側前輪の軌跡 f_2 の方が外側を通るため、

この変速装置における直結用クラッチ30がONで増速用クラッチ50がOFFの場合、動力伝達は入力軸19からON状態の直結用クラッチ30を介して出力軸29へとダイレクトに行われる。またOFF状態の増速用クラッチ50によって増速機構40は空転状態にある。従って出力軸29の回転数(ω')は入力軸19の回転数(ω)と等しいものとなり、即ち $\omega' = \omega$ である。

そして直結用クラッチ30をOFFにして増速用クラッチ50をONすると、動力伝達は入力軸19から増速機構40(即ちインターナルギヤ41、小ピニオンギヤ42、大ピニオンギヤ43、インターナルギヤ44)を介して出力軸29へとパイパスして行われる。この場合、出力軸29の回転数(ω')と入力軸19の回転数(ω)との関係は、

$$\omega' = \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4} \cdot \omega$$

であるから、出力軸29の回転数(ω')は入力軸19の回転数(ω)よりも大きくなっており、つまり $\omega' > \omega$ である。

このように増速機構40を経て $\omega' > \omega$ となるように従駆動輪側デフ装置13に駆動力を伝達することができる。

従って後述する油圧制御装置等により従駆動輪側デフ装置13における外輪側の例えば油圧多板クラッチ25の方に高い油圧を送り込むと、アウタープレート26…とインナープレート27…との摩擦係合力が高まり、クラッチ接続状態となって旋回外側車輪への出力軸16に既述の如く増速された駆動力が伝達される。

これにより第2図の旋回状態における矢印 F_4 の如く従駆動輪側である旋回外側の後輪駆動トルクを旋回内側の後輪駆動トルクよりも大きくできるため、例えば中低速域での旋回性能を向上することができる。

また逆に旋回外側の後輪駆動トルクよりも旋回内側の後輪駆動トルクを大きくすることも可能であり、これにより高速域での安定性を得ることもできる。

同様に第4図の矢印 F_2 の如く中低速域では、従駆動輪側であり旋回外側の前輪駆動トルクを旋回内側の前輪駆動

トルクよりも大きくして旋回性能を向上したり、また高速域では、逆に旋回外側の前輪駆動トルクよりも旋回内側の前輪駆動トルクを大きくして安定性を高められる。以上のように四輪を駆動する4WD車のメリットを損なうことなく、増速機構を経て $\omega' > \omega$ となるように従駆動輪側デフ装置に駆動力を伝達することができ、従駆動輪側デフ装置に設けられた左右の油圧多板クラッチ（即ちトルク伝達クラッチ）の制御により中低速域での旋回性能や高速域での安定性等、車両の運動性能を向上することができる。

第6図は第2実施例の変速装置を示すもので、入力軸19に油圧多板式の直結用クラッチ30とギヤ41を設けるとともに、平行配置した中間軸49にギヤ42, 43を設け、出力軸29には同じく油圧多板式増速用クラッチ50を介してギヤ44を設け、これにより増速機構40が構成されている。この変速装置によっても前記と同様の機能が得られる。第7図は第3実施例の変速装置を示し、入力軸19にギヤ41、中間軸49にギヤ42, 43、出力軸29にギヤ44を夫々設けて増速機構40を構成し、入力軸19と出力軸29との間に直結用クラッチ30を設けるとともに、中間軸49に増速用

クラッチ50を設けたものであり、これによっても同様の機能が得られる。尚、変速装置における両クラッチについては、油圧多板式のものに限らず、ともに電磁クラッチを採用したり、また直結用にワンウェイクラッチを採用して増速用には油圧多板クラッチを採用したり、他に例えばドグクラッチ等の任意の形式のクラッチを採用し得る。

そして第8図は前記第5図の変速装置と従駆動輪側デフ装置の具体的構造を示し、34は直結用クラッチ30の油圧室、39は出力軸29端に固設されてインナープレート33を支持するホルダー、54は増速用クラッチ50の油圧室、60は変速装置とデフ装置を収納して車体に支持されるハウジングである。ハウジング60にはデフ装置の左右の油圧多板クラッチ21, 25の各油圧室24, 28、直結用クラッチ30の油圧室34、増速用クラッチ50の油圧室54に夫々油圧を提供するポート61, 62, 63, 64が設けられている。デフ装置の油圧多板クラッチ21, 25は夫々の油圧室24, 28に導入される油圧に応じてピストン65, 66と一体的に各出力軸15, 16が移動して夫々の摩擦係合力が変化する。また変速装置の直結用クラッチ30と増速用クラッチ50は夫々の油

圧室34, 54に導入される油圧に応じてピストン67, 68が移動して夫々の摩擦係合力が変化する。次に第9図は油圧制御回路の一例を示し、70はコントロールユニット、71はステアリングハンドル、72は操舵力センサー、73はモータ、74は油ポンプ、75は同タンク、76はチェックバルブ、77は油圧スイッチ、78はアクチュエーター、79は車速センサー、81, 82は左右輪の各油圧多板クラッチ用調圧バルブ、83は変速装置の電磁式切換バルブである。このようにクラッチ油圧源から並列に左右輪の油圧多板クラッチ用調圧バルブ81, 82と変速装置

の直結用クラッチ30及び増速用クラッチ50に共通の電磁式切換バルブ83とが夫々配置されている。各センサー72, 79にて検出された操舵力及び車速等の車両の運動状態に基づくコントロールユニット70からの指令によって各調圧バルブ81, 82と切換バルブ83を制御することで、左右輪の各油圧多板クラッチ21, 25の調圧と直結用クラッチ30及び増速用クラッチ50の各ON/OFF切換が夫々行われる。

そして特に直結用クラッチ30及び増速用クラッチ50のON/OFF制御は以下の如く行う。

10 先ず第10図のように両センサー72, 79で検出された操舵力信号と車速信号をコントロールユニット70に入力し、演算処理等を経て直結用クラッチ30及び増速用クラッチ50の各ON/OFF制御信号を出力する。その変速制御のフローチャートを第11図に示す。

第11図のフローチャートにおいて、ステップ(P₁)で、ある時刻(t)での操舵力F(t)とその前の時刻(t-n)での操舵力F(t-n)との変化量 ΔF を演算するとともにその補正式 $F_{\phi} = F(t) + k \cdot \Delta F$ （但し、kは重み係数）を演算する。ここで、操舵力について操舵方向の右または左の一方の符号を“+”、他方の符号を“-”とする。

そして次のステップ(P₂)では、その時の車速Vから操舵力の下限閾値F1と上限閾値F2を求める。この下限閾値F1と上限閾値F2は第12図のように車速Vと対応したもので、マップとしてメモリーされている。このステップ(P₂)は制御装置内における「しきい値設定部」の作用ステップに相当する。

次にステップ(P₃)で、操舵力変化量 ΔF が設定定数 Δf_{th} より大であるか否かを判別し、yesならば次のステップ(P₄)へ進み、noの場合はステップ(P₁₁)へ進む。ステップ(P₄)では、操舵力の補正值 F_{ϕ} の符号が“+”であるか否かを判別（操舵方向の判別）し、yesならば次のステップ(P₅)へ進み、noの場合はステップ(P₈)へ進む。

各ステップ(P₅), (P₈)では、更に操舵力変化量 ΔF の符号が“+”であるか否かを判別する。先ずステップ(P₅)でyesならば次のステップ(P₆)へ進み、noの場合はステップ(P₉)へ進む。またステップ(P₈)でyesならば次のステップ(P₉)へ進み、noの場合はステップ(P₈)へ進む。

ステップ(P₆)で、操舵力補正值 F_{ϕ} が下限閾値F1よりも大であるか否かを判別し、yesならば次のステップ(P₇)へ進んで増速信号を出力し、noの場合はステップ(P₁₀)へ進んで直結信号を出力する。

ステップ(P₆)で、操舵力補正值 F_{ϕ} が上限閾値F2よりも小であるか否かを判別し、yesならば次のステップ(P₁₀)へ進んで直結信号を出力し、noの場合はステップ(P₇)へ進んで増速信号を出力する。

50 一方、前記ステップ(P₁₁)では、フィードバックによ

り増速中にあるか否かを判別し、yesならば次のステップ (P₁₂) へ進み、noの場合はステップ (P₁₃) へ進む。ステップ (P₁₂) で、操舵力補正值 F_ϕ が下限閾値 $F1$ よりも小であるか否かを判別し、yesならばステップ

(P₁₀) へ進んで直結信号を出力し、noの場合はステップ (P₇) へ進んで増速信号を出力する。

ステップ (P₁₃) で、操舵力補正值 F_ϕ が上限閾値 $F2$ よりも大であるか否かを判別し、yesならばステップ

(P₇) へ進んで増速信号を出力し、noの場合はステップ (P₁₀) へ進んで直結信号を出力する。

以上において、出力信号が増速の場合は、増速用クラッチ 50 が ON で、且つ直結用クラッチ 30 が OFF であり、又出力信号が直結の場合には、直結用クラッチ 30 が ON で、且つ増速用クラッチ 50 が OFF である。

即ち、図 11 に大きな枠で囲んだ部分が、制御装置内における「増速／直結切換部」の作用ステップに相当する。このような変速制御による車速 V が一定の場合の変速切換タイミングの一例（第 11 図のステップ (P₃) で NO と判断されている場合の例）を第 13 図に示し、図中の ON/OFF ポイントは増速機能の ON/OFF を表すものである。

以上のように従駆動輪側への動力伝達経路に設けた変速装置の切換作動は、旋回状態を検出してから後追的に行うものではなく、操舵力による操舵状態に基づき旋回状態を予測して制御するものであるため、タイムラグのない増速 ON/OFF 制御が行え、即ち瞬時に変速装置を切換作動して応答性を高めることができる。

更に第 11 図のステップ (P₃) で YES と判断されている場合の切換タイミングの一例を第 14 図に示す。つまり操舵力補正值 F_ϕ が下限閾値 $F1$ を越え、且つ操舵力の微分値 $F(t)'$ が一定以上に増加する場合は増速機能を ON 状態にし、逆に操舵力補正值 F_ϕ が上限閾値 $F2$ 以下になり、且つ操舵力の微分値 $F(t)'$ が一定以上に減少する場合には増速機能を OFF 状態に戻すものである。

このように操舵力が下限閾値 $F1$ を越えてその時間的变化が一定以上に増加する操舵状態、即ち俊敏な回頭性能等が求められる操舵状態では、増速機構を経て $\omega' > \omega$ となるように従駆動輪側デフ装置に駆動力を伝達して中低速域での旋回性能や高速域での安定性等、車両の運動性能を向上できる。そして増速中でも、操舵力が上限閾値 $F2$ 以下になってその時間的变化が一定以上に減少する操

舵状態、即ち素早い直進状態への復帰性能等が求められる操舵状態では、増速を行わない直結状態に戻すことができる。

尚、操舵状態の検出は操舵力に代えて操舵角や操舵速度でも良く、変速装置の構造並びに配置や各トルク伝達クラッチの制御の仕方等も実施例のみに限られるものではない。

（発明の効果）

10 以上のように本発明の 4WD 装置によれば、先ず変速装置は主駆動輪の平均輪速よりも従駆動輪の平均輪速を大きくする。この結果、従駆動輪側のデフ装置における外輪側のトルク伝達クラッチに圧をかければ動力源からの動力が従駆動輪側の旋回外側車輪に伝達されるので従駆動輪側の外輪駆動トルクが内輪駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能の向上が可能となる。

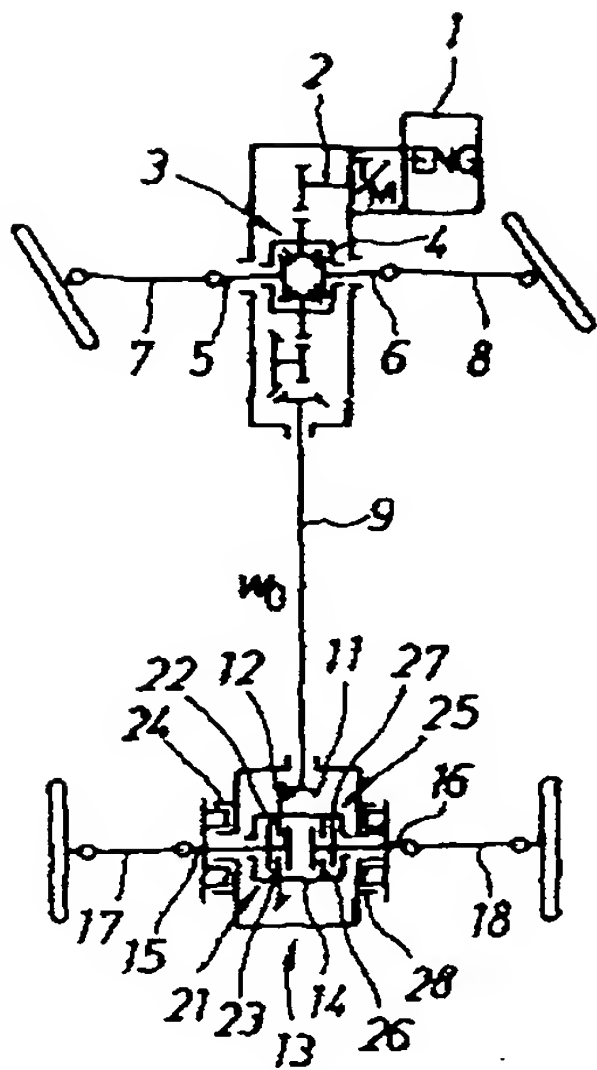
そして、変速装置は制御装置を有し、この制御装置は操舵状態に基づいて変速装置を増速側に切換え、旋回状態を予測してタイムラグのない制御が行え、瞬時に変速装置を切換作動でき、応答性に優れたものとなる。

20 【図面の簡単な説明】

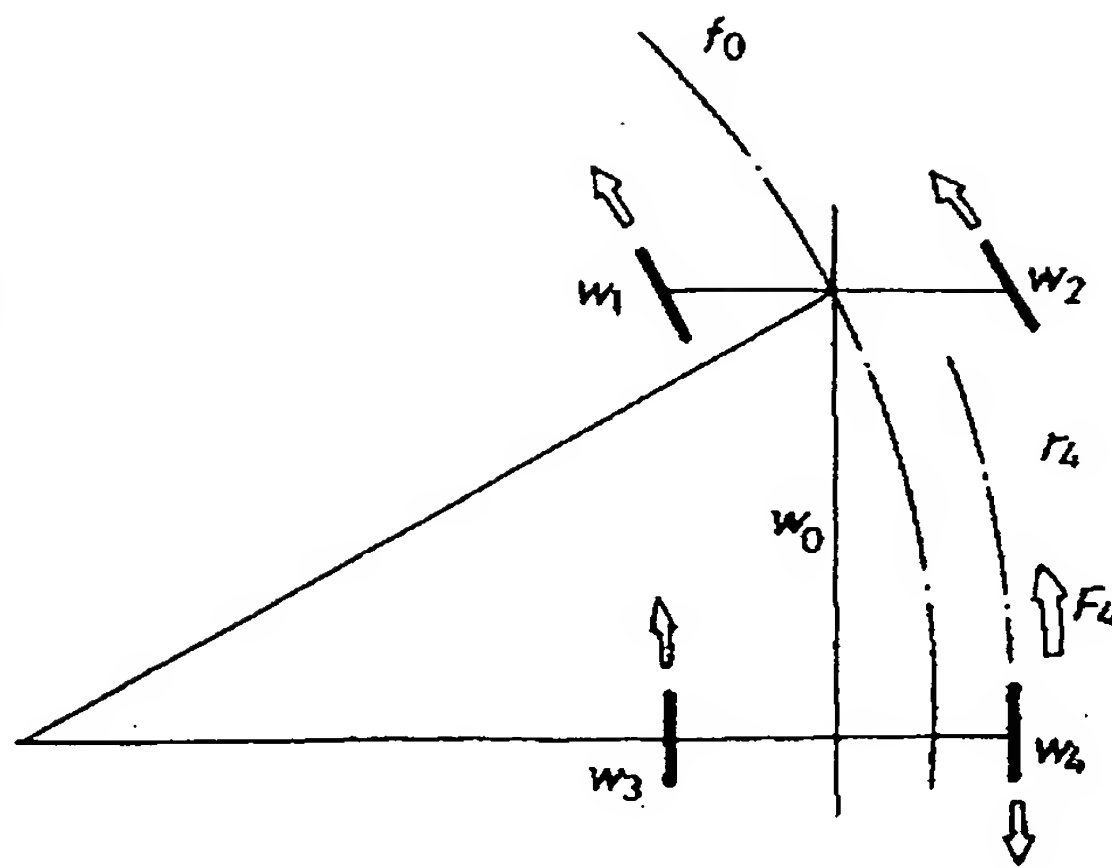
第 1 図は本発明を適用する FF 車ベースの 4WD 車の駆動系を示す構造図、第 2 図は本発明による作用を併記した旋回状態の説明図、第 3 図は同じく RR 車ベース 4WD 車の駆動系の構成図、第 4 図は同旋回状態の説明図、第 5 図は本発明の第 1 実施例に係る変速装置の構成図、第 6 図は同第 2 実施例の変速装置の構成図、第 7 図は更に第 3 実施例の変速装置の構成図、第 8 図は前記第 1 実施例に係る変速装置と従駆動輪側デフ装置の具体的構造を示す横断面図、第 9 図は一例としての油圧制御回路図、第 10 図は変速装置の制御ブロック図、第 11 図は変速制御のフローチャート、第 12 図は一例としての操舵力の閾値を示した車速との相関図、第 13 図と第 14 図は変速装置の切換タイミングを示す各特性図である。

尚、図面中、3 は主駆動輪側のデフ装置、9 は推進軸、13 は従駆動輪側のデフ装置、14 は同デフケース、15, 16 は同出力軸、21, 25 はトルク伝達クラッチ（油圧多板クラッチ）、30 は直結用クラッチ、40 は増速機構、50 は増速用クラッチ、70 は制御装置、72 は操舵状態センサー、79 は車速センサーである。

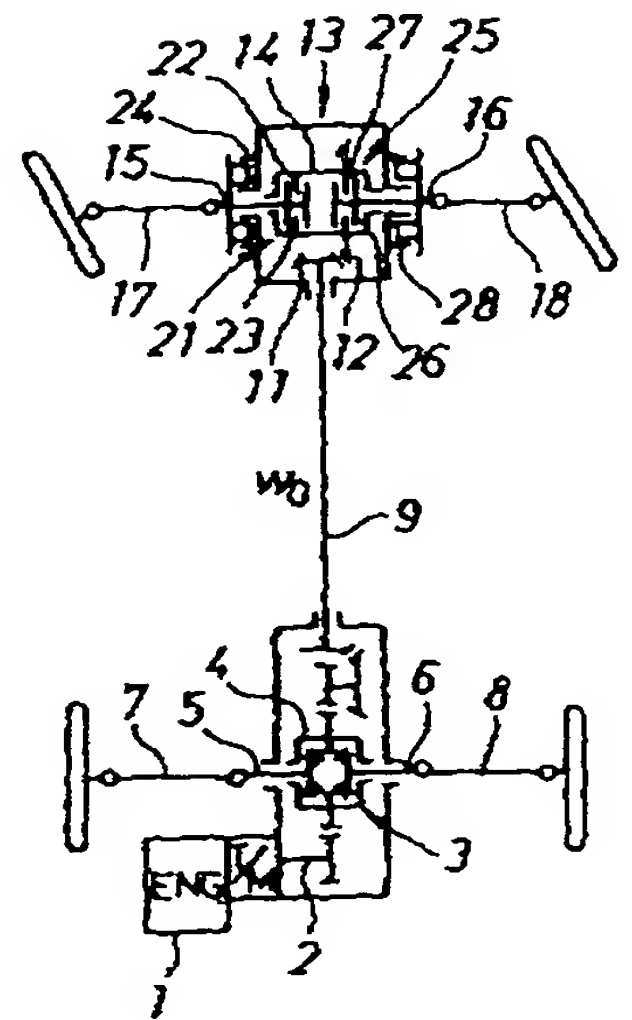
【第1図】



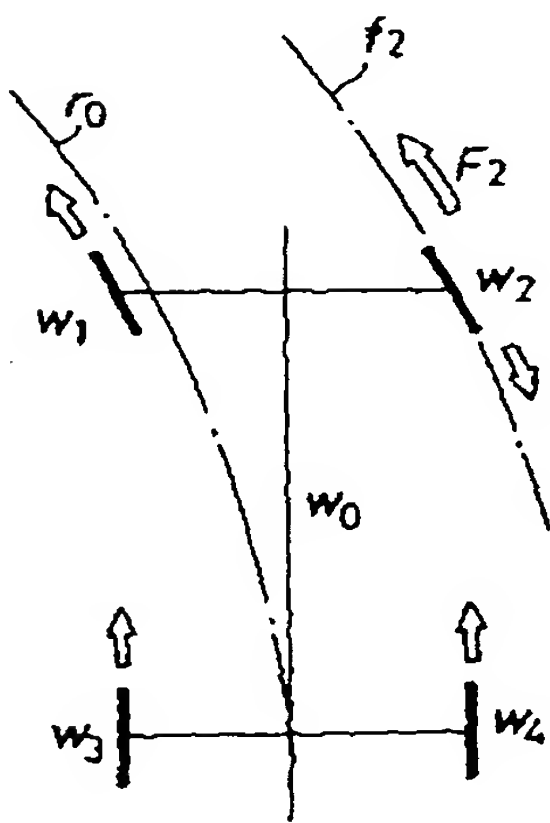
【第2図】



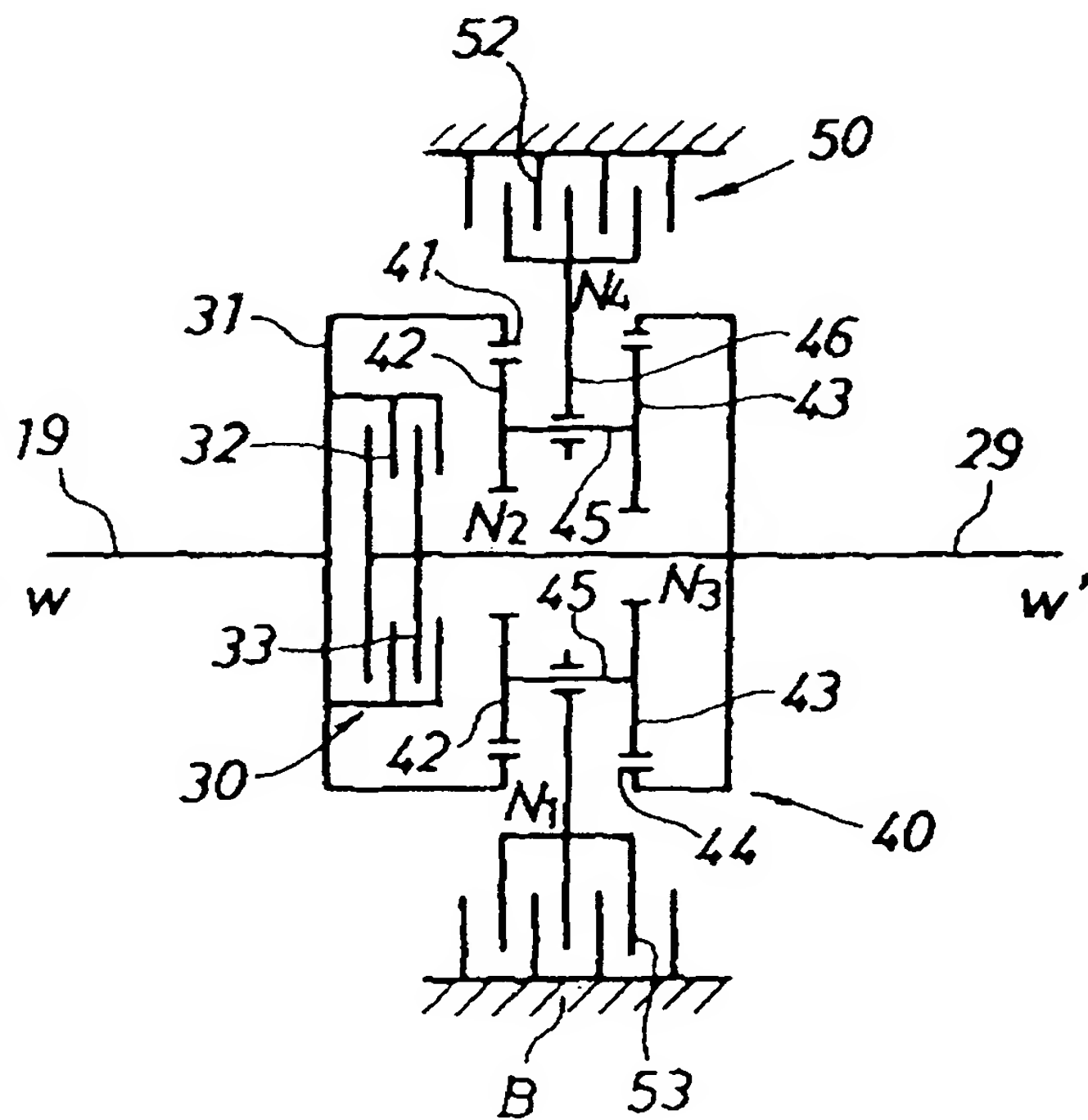
【第3図】



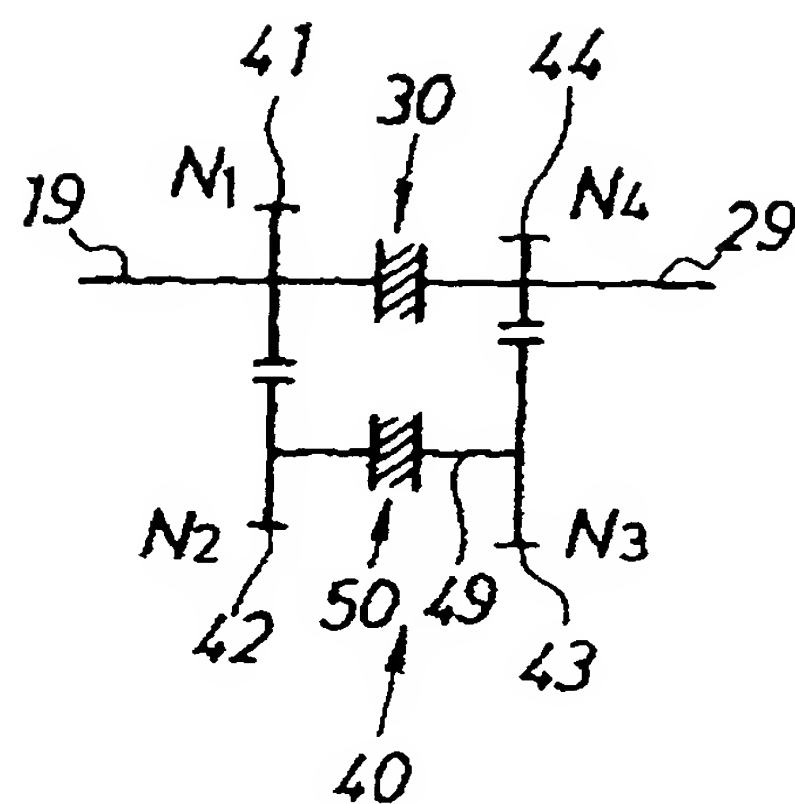
【第4図】



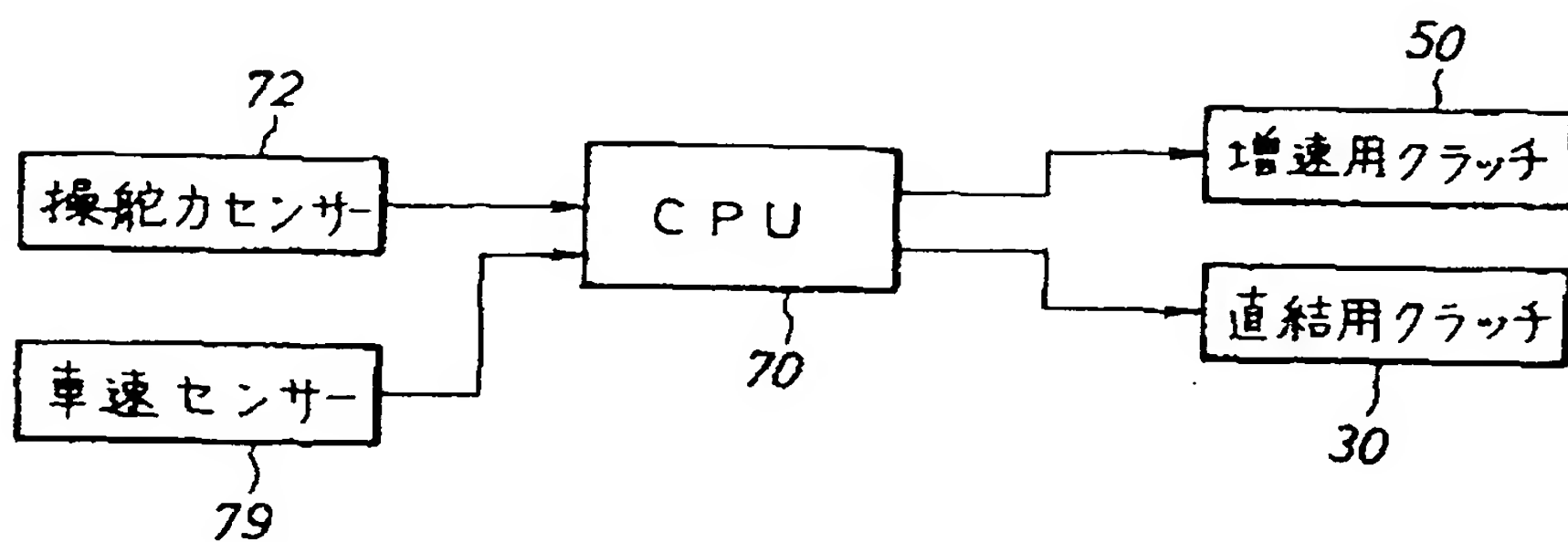
【第5図】



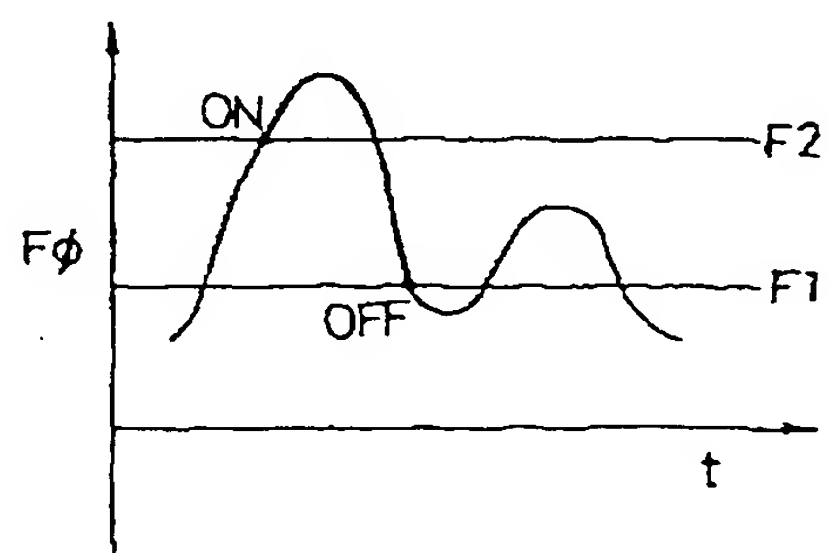
【第7図】



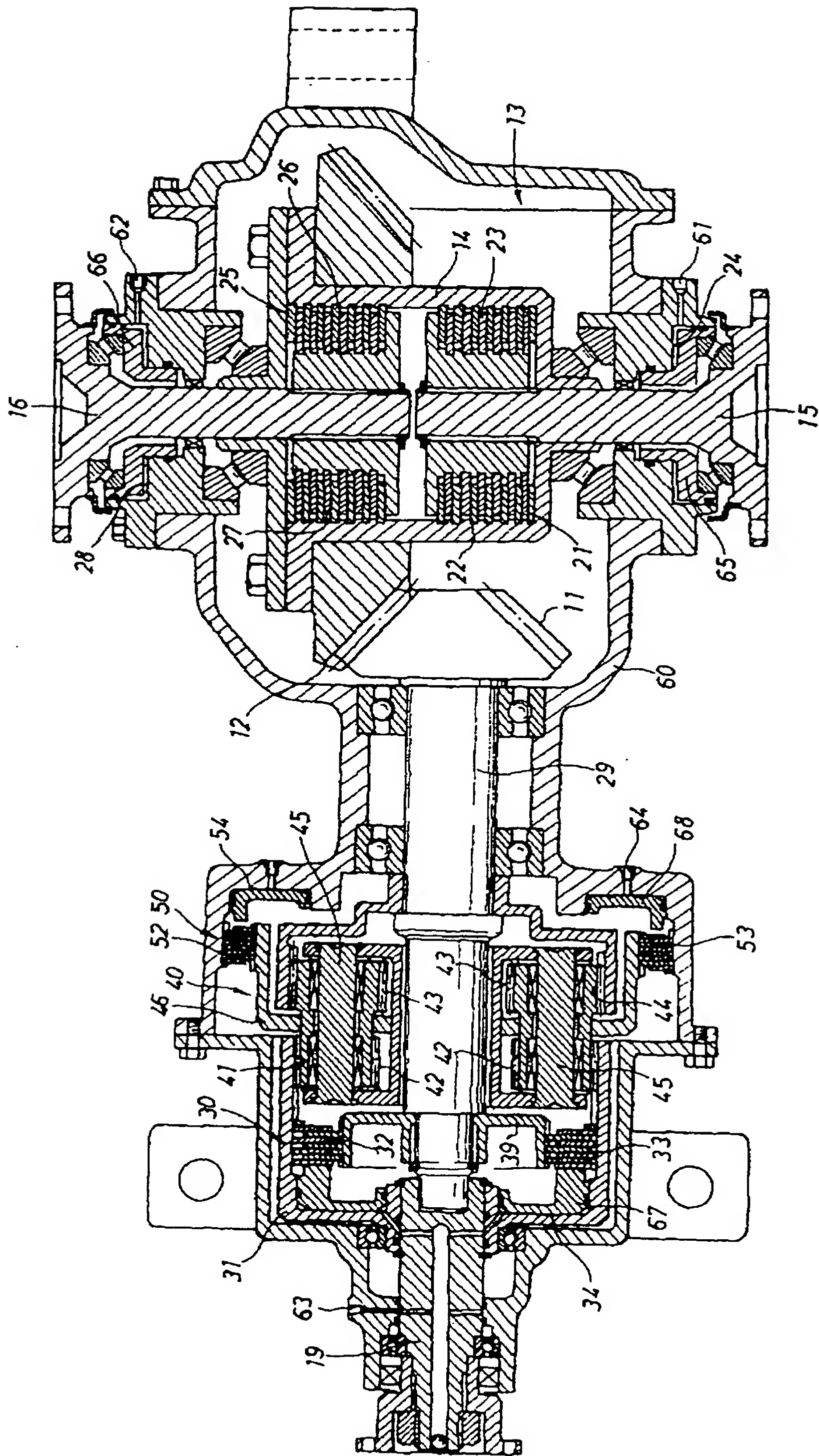
【第10図】



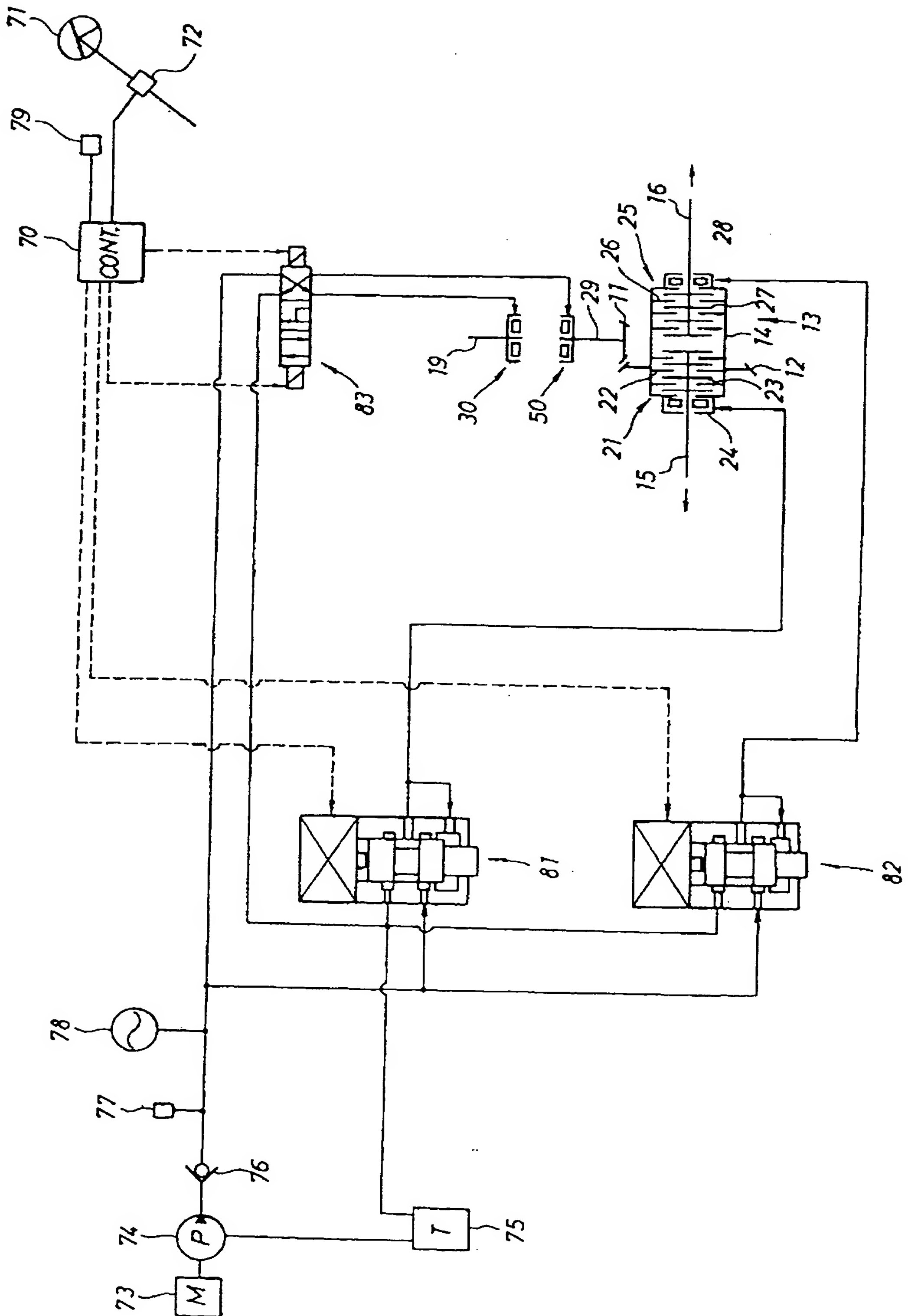
【第13図】



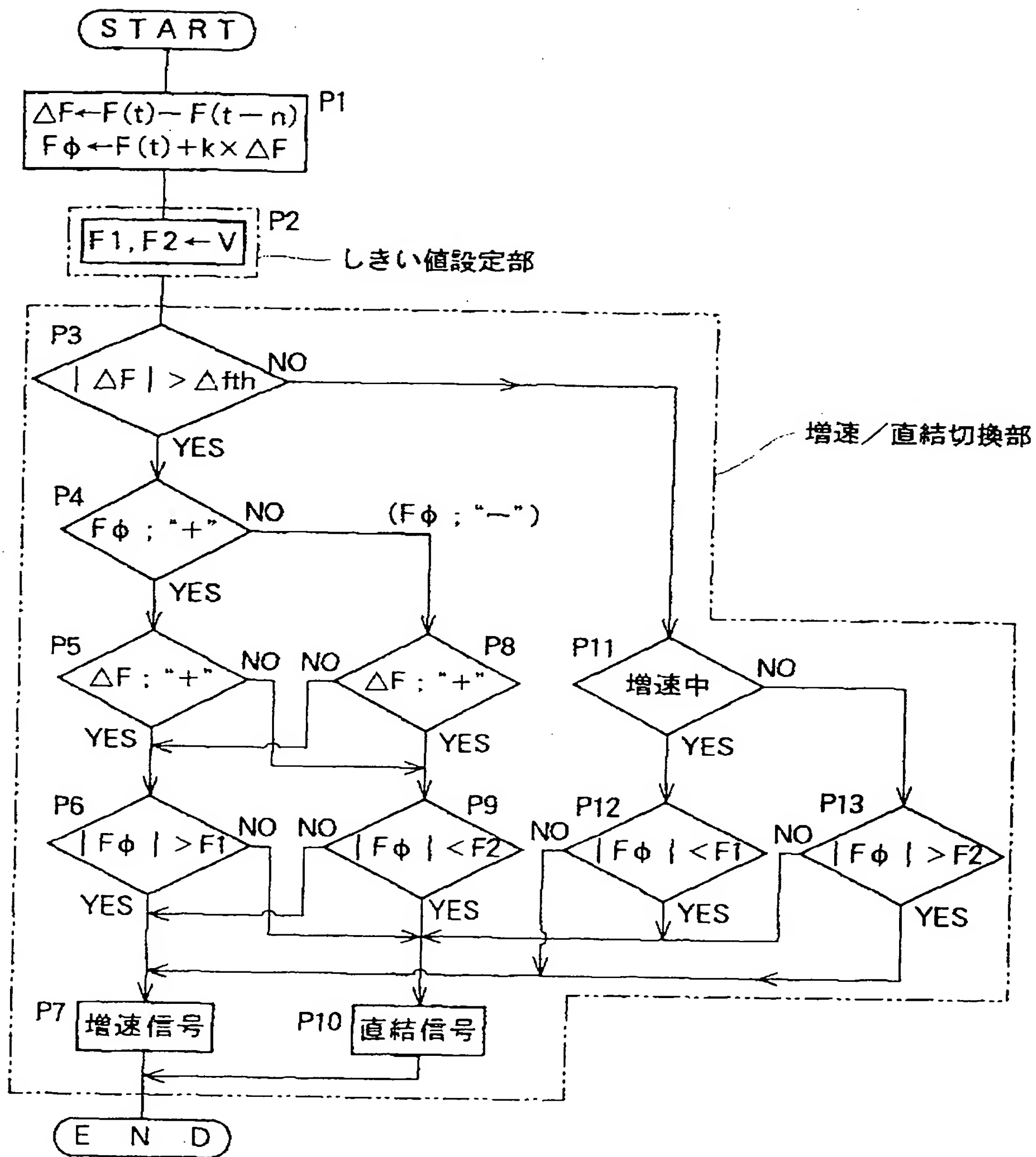
【第8図】



【第9図】



【第11図】



【第 14 図】

